

DOI: 10.15587/2312-8372.2018.133612

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЗМІНИ ШВИДКОСТІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ЕКСТРЕНОМУ ГАЛЬМУВАННІ

Данець С. В., Сараєв О. В.

Об'єктом дослідження є реконструкція розвитку механізму та обставин дорожньо-транспортної пригоди. Ключовим моментом дослідження є встановлення швидкості руху автомобіля у будь-який момент розвитку дорожньо-транспортної пригоди. Саме точність у визначенні швидкості руху автомобіля впливає на характер основних висновків експертизи. При розрахунку швидкості руху автомобіля експерт вирішує зворотну задачу, тобто визначає швидкість за показниками ефективності гальмування автомобіля та довжини сліду гальмування. За останні два десятиріччя змінилася конструкція гальмівної системи автомобіля. Гальма стали обладнувати анти-блокувальною системою. При цьому ефективність гальмування автомобілів значно покращилася. Але виявилось, що експерти не можуть об'єктивно визначити швидкість руху автомобіля, який обладнаний анти-блокувальною системою гальм, тому що такі гальма не залишають слідів гальмування на дорожньому покритті.

При розробці та вирішенні цієї проблеми з визначення швидкості руху автомобіля, який обладнаний анти-блокувальною системою гальм, використані методи диференціювання та інтегрування складної функції. При порівняльному аналізі існуючого та запропонованого методів розрахунку швидкості руху автомобіля в процесі екстреного гальмування застосований графічний метод.

За результатами роботи розроблена математична модель з визначення швидкості руху автомобіля, який обладнаний анти-блокувальною системою гальм. Ця модель дозволяє врахувати вплив дії сил опору повітря, опору руху та опору підйому не тільки в усталеній фазі гальмування, але і під час реакції водія та час спрацьовування гальм. Аналіз математичної моделі показує, що за ці інтервали часу на автомобіль буде діяти певне сповільнення, яке буде залежати від швидкості руху та стану завантаження автомобіля. Причому, дія сили опору підйому здатна значно збільшувати це сповільнення і впливати на зміну швидкості руху автомобіля. Запропонована математична модель більш точно відображує реальний процес екстреного гальмування автомобіля і забезпечує зниження похибки розрахунку швидкості руху автомобіля на 4–8 % у порівнянні з існуючими розрахунковими методами.

Ключові слова: дорожньо-транспортна пригода, зміна швидкості руху автомобіля, процес екстреного гальмування, анти-блокувальна система гальм.

1. Вступ

Актуальність теми та її доцільність обумовлені тим, що проблема вдосконалення методів розслідування обставин дорожньо-транспортної

пригоди (ДТП) шляхом розробки та удосконалення нових розрахункових методів постійно знаходиться в полі зору експертів-автотехніків.

Аналіз практики розслідування кримінальних справ за актами злочинного порушення безпеки дорожнього руху та експлуатації транспортних засобів (ТЗ) свідчить наступне. У протоколах огляду місця дорожньо-транспортних пригод (ДТП) не завжди в повному обсязі відображаються обставини події, дорожні умови, характер технічних ушкоджень транспортних засобів, сліди на дорожньому покритті та ін. Використання інформації з відеореєстраторів при проведенні автотехнічних експертиз окреслюють наступну проблематику – існують об'єктивні складності застосування даних з відеореєстратора для встановлення швидкості руху, уповільнення або прискорення, координати розташування автомобіля на дорозі. Наприклад, як свідчать відповідні науково-технічні публікації, існуючі розрахункові методи з оцінки ефективності гальмування та швидкості руху автомобіля дають свідомо значну похибку. Тому виникає резонне питання щодо правомірності застосування існуючих розрахункових методів з оцінки параметрів руху ТЗ при дослідженні ДТП. Доцільність вирішення даної актуальної проблеми полягає в необхідності підвищення точності та об'єктивності оцінювання обставин та механізму розвитку ДТП в цілому.

2. Об'єкт дослідження та його технологічний аудит

Об'єкт дослідження – реконструкція розвитку механізму та обставин дорожньо-транспортної пригоди. Об'єктивне дослідження ДТП виконується експертами та фахівцями за визначеними методиками. Ці експертні методики дозволяють порахувати динаміку руху ТЗ в процесі розвитку ДТП. Ключовим моментом до всіх розрахунків параметрів руху ТЗ є встановлення швидкості руху у різні моменти часу. На самперед, це швидкість руху ТЗ перед гальмуванням. Також, перед експертом може бути поставлена задача з визначення швидкості руху у будь-який момент часу розвитку механізму ДТП. Саме точність у визначенні швидкості руху ТЗ впливає на характер основних висновків експертизи. При розрахунку швидкості руху ТЗ експерт вирішує зворотну задачу, тобто за показниками ефективності гальмування ТЗ, довжини сліду гальмування визначається швидкість руху ТЗ на початку гальмування і у різні моменти часу. Такий метод експерти використовували протягом 20 століття. За цей час змінилося конструкція гальмівної системи ТЗ. Гальма стали обладнувати анти-блокувальною системою. Ефективність гальмування автомобілів з анти-блокувальною системою (АБС) покращилася. І на початку 21 віку в розвинених країнах світу був прийнятий відповідний регламент, щодо обов'язкового застосування АБС на нових автомобілях. Зараз більшість автомобілів, що експлуатуються в останнє десятиріччя, обладнані АБС. Але виявилось, що експерти не можуть об'єктивно розрахунковим шляхом визначити швидкість руху ТЗ, який обладнаний АБС, оскільки ці сучасні гальма не залишають слідів гальмування на дорожньої поверхні. Експерту не розуміло, якою методикою керуватися в такому випадку.

3. Мета та завдання дослідження

Мета роботи – покращити точність розрахунку швидкості руху автомобіля в процесі дослідження ДТП.

Завдання роботи:

1. Розробити математичну модель з визначення швидкості руху ТЗ в процесі екстреного гальмування.
2. Виконати аналіз розробленої математичної моделі.

4. Дослідження існуючих рішень проблеми

В Україні, Білорусі, Росії та деяких інших країнах при дослідженні ДТП експерти визначають швидкість руху ТЗ за затвердженими методиками. Ці методики дають найкращий результат за точністю визначення швидкості руху ТЗ в тому випадку, коли водій встиг застосувати екстрене гальмування. В результаті чого на дорожньому покритті залишаються сліди гальмування. В експертній практиці цим слідам приділяється особлива увага [1].

Проблема визначення швидкості руху ТЗ ускладнюється тим, що сучасні гальма ТЗ обладнуються АБС, які не допускають блокування коліс в цілях підвищення безпеки дорожнього руху [2].

У роботі [3] відмічається, що одним з основних факторів, який зумовлює можливість встановлення причини ДТП, є значення швидкостей руху ТЗ. Цю швидкість на момент ДТП, наприклад, зіткнення в існуючих методиках визначають по роботі шин тертя на дорозі з урахуванням слідів гальмівного шляху. У багатьох випадках цих методів може не вистачити, тому що при гальмуванні сучасних ТЗ, обладнаних АБС, сліди відсутні.

У світовій автомобільній науці стала домінувати формула для визначення коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою в залежності від поздовжнього прослизання шини [4]. У роботі показано, що під час гальмування, дотична реакція R_x при заданій нормальній реакції R_z буде досягати свого максимального значення, коли ступінь прослизання в контактні колеса з поверхню дороги буде досягати свого оптимального значення $s \approx 20\%$. Тобто, це означає, що ТЗ, які обладнані АБС, забезпечують більш високий коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою. Але з підвищенням початкової швидкості руху ТЗ перед гальмуванням цей коефіцієнт зчеплення зменшується. Ці фактори не враховуються в експертних методиках визначення швидкості руху ТЗ в процесі екстреного гальмування.

За думкою автора [5], визначення швидкості ТЗ безпосередньо перед зіткненням, перекиданням, наїздом на пішохода або нерухомий об'єкт є одним з найбільш актуальним та трудним завданням в експертній практиці. Перевищення швидкості є найбільшим розповсюдженим порушенням правил дорожнього руху. Перевищення встановленої швидкості знаходиться в причинному зв'язку з фактом ДТП і відбивається на тяжкості наслідків.

Безумовно, для сучасної автотехнічної експертизи інтерес представляє розвиток нових методів оцінки параметрів руху ТЗ при дослідженні ДТП. Так, у роботі [6] пропонується метод визначення швидкості транспортного засобу при наїзді або зіткненні, коли відсутні основні параметри для стандартної

моделі розрахунку. Розрахунок ведеться за динамікою навантаження ремня безпеки, що використовується як засіб для обмеження переміщення людей всередині автомобіля при різких уповільненнях. Це опосередковано дозволяє встановити швидкість руху автомобіля в момент ДТП. Застосування цього методу дуже обмежено.

У теперішній час широке розповсюдження у галузі організації дорожнього руху отримали автоматизовані технічні засоби, які поєднані в інтелектуальну транспортну систему. При постійному рості автомобілізації це дозволяє знизити аварійні, економічні, екологічні втрати в дорожньому русі на 15 % [7]. У випадку порушення правил дорожнього руху, створення аварійної ситуації здобуту таким чином інформацію можна використовувати для дослідження обставин ДТП [8]. Але такі інформаційні системи тільки почали створюватися і, як правило, тільки у великих мегаполісах.

У Європейських країнах експерти широко застосовують комп'ютерне моделювання розвитку механізму ДТП [9, 10]. Наприклад, дуже наближені до експериментальних даних результати оцінки ефективності гальмування ТЗ дає програмне забезпечення CYBID V-SIM-3.0.35 [11]. Ця програма дозволяє враховувати різницю між ефективністю гальмування ТЗ з АБС і без неї.

Взагалі, можна констатувати, що на даний час для експертів в Україні відсутні чіткі рекомендації з визначення швидкості руху ТЗ, обладнаних АБС. Це приводить до можливості різної оцінки швидкості руху ТЗ при дослідженні екстреного гальмування одного й того ж ТЗ, що може по різному впливати на висновки експертизи в цілому і давати необ'єктивну картину обставин та механізму ДТП.

5. Методи дослідження

Найбільш точний метод оцінки швидкості руху ТЗ та його динаміки гальмування – це випробування та проведення експерименту. Але в процесі ДТП автомобіль може отримати такі ушкодження, що проведення експерименту буде неможливим. Розрахункові методи, що застосовують експерти, також неможливо використовувати, тому що для розрахунку необхідно знати довжину сліду гальмування.

У роботі при вивченні праць попередніх дослідників і визначенні невирішеної наукової проблеми використаний метод аналізу. При розробці та рішенні детермінованих математичних моделей з визначення швидкості руху ТЗ при екстреному гальмуванні використані методи диференціювання та інтегрування складної функції. При порівняльному аналізі розрахункових методів визначення швидкості руху ТЗ від часу та в процесі екстреного гальмування застосований графічний метод.

6. Результати дослідження

Для загального обліку і аналізу впливу більшості чинників на динаміку руху автомобіля, розглянемо схему зовнішніх сил та моментів, що діють на автомобіль у процесі його гальмування (рис. 1).

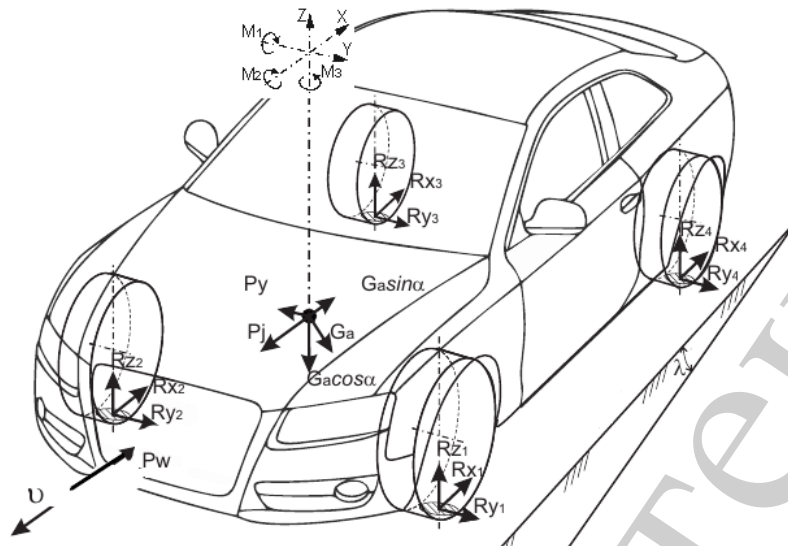


Рис. 1. Схема зовнішніх сил та моментів, що діють на автомобіль при гальмуванні: P_j – поздовжня сила інерції автомобіля; P_w – сила опору повітря; G_a – вага автомобіля; P_y – бічна сила; $R_{x1}, R_{x2}, R_{x3}, R_{x4}$ – поздовжні (дотичні) реакції в контакті коліс з поверхнею дороги; $R_{y1}, R_{y2}, R_{y3}, R_{y4}$ – бічні реакції в контакті коліс з поверхнею дороги; $R_{z1}, R_{z2}, R_{z3}, R_{z4}$ – вертикальні (нормальні) реакції в контакті коліс з поверхнею дороги; M_1, M_2, M_3 – інерційні моменти автомобіля відносно осей системи координат; v – напрям швидкості руху ТЗ; λ – кут ухилу дороги

У відповідності до розрахункової схеми напишемо розгорнуте рівняння руху автомобіля, що загальмовується:

$$\frac{G_a j}{g} - (G_a \cos \lambda)(\varphi + f) + \sum \frac{J_k \varepsilon}{r_d} - 0,5 c_x \rho F_x v^2 \mp G_a \sin \lambda = 0, \quad (1)$$

де P_j – поздовжня сила інерції ТЗ, $P_j = m_a j = \frac{G_a}{g} j$, Н;

G_a – вага ТЗ, Н;

P_w – сила опору повітря, $P_w = 0,5 c_x \rho F_x v^2$, Н;

c_x – коефіцієнт обтічності ТЗ;

ρ – густина повітря $\rho \approx 1,225$, кг/м³;

F_x – лобова площа ТЗ, м²;

λ – величина повздовжнього ухилу дороги, градуси;

j – усталене сповільнення ТЗ, м/с²;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

f – коефіцієнт опору кочення.

Сума інерційних сил від обертових мас автомобіля та його поздовжньої сили інерції буде являти собою сумарну силу інерції деякої умовної маси

(приведеної маси), яку можна виразити через коефіцієнт впливу обертових мас δ_j , з урахуванням якого вираз (1) набуває виду:

$$\frac{G_a j}{g} \delta_j - (G_a \cos \lambda)(\varphi + f) - 0,5 c_x \rho F_x v^2 \mp G_a \sin \lambda = 0, \quad (2)$$

де δ_j – коефіцієнт обліку обертових мас.

Коли нема ковзання коліс, то δ_j буде дорівнювати $\delta_j = 1,04 + 0,04 i_i^2$. Для спрощення розрахунку в зв'язку з незначним впливом на цей розрахунок величини δ_j можна прийняти $\delta_j \approx 1,04$ [12].

З розгорнутого рівняння рівноваги сил (2) виразимо сповільнення автомобіля при екстремому гальмуванні:

$$j = \frac{g}{G_a \delta_j} \left[(G_a \cos \lambda)(\varphi + f) + 0,5 c_x \rho F_x v^2 \pm G_a \sin \lambda \right],$$

$$j = \frac{g}{\delta_j} \left[(\cos \lambda)(\varphi + f) + \frac{0,5 c_x \rho F_x v^2}{G_a} \pm \sin \lambda \right]. \quad (3)$$

Отримана математична модель (3) дозволяє визначити значення сповільнення при заданій величині швидкості. У даному випадку швидкість є незалежною змінною, що абстрагована від часу. Але при гальмуванні ТЗ швидкість руху постійно зменшуватися за часом. Тому, щоб врахувати такі зміни запишемо математичну модель динаміки гальмування ТЗ у диференціальному виді:

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta_j} \left[(\cos \lambda)(\varphi + f) + \frac{0,5 c_x \rho F_x v^2}{G_a} \pm \sin \lambda \right], \quad (4)$$

або з початковими умовами:

$$\begin{cases} -\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta_j} \left[(\varphi + f) \cos \lambda \pm \sin \lambda + \frac{0,5 c_x \rho F_x v^2}{G_a} \right], \\ v(0) = v_0, \end{cases} \quad (5)$$

де v_0 – швидкість руху ТЗ на початку гальмування з максимальною інтенсивністю, м/с.

Для вирішення даної математичної моделі запишемо її у спрощеному вигляді, зробивши заміну (підстановку) складних констант новими змінними:

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta_j} (b + v^2 W), \quad (6)$$

де $W = \frac{0,5c_x \rho F_x}{G_a}, \text{ с}^2/\text{м}^2;$

$$b = (\varphi + f) \cos \lambda \pm \sin \lambda.$$

Далі виразимо швидкість руху ТЗ, як $\frac{dv}{(b + v^2 W)} = -\frac{g}{\delta_j} dt$ та візьмемо невизначений інтеграл:

$$\int \frac{dv}{(b + v^2 W)} = -\frac{g}{\delta_j} \int dt + C. \quad (7)$$

Приведемо ліву частину виразу (7) до табличного інтегралу виду $\int \frac{dx}{(a^2 + x^2)} = \frac{1}{a} \operatorname{arctg} \frac{x}{a} + C$. Для цього виконаємо наступне перетворення:

$$\frac{1}{W} \int \frac{dv}{\left(\frac{b}{W} + v^2\right)} = -\frac{g}{\delta_j} \int dt + C. \quad (8)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$\frac{1}{\sqrt{bW}} \operatorname{arctg} \left(v \sqrt{\frac{W}{b}} \right) = -\frac{g}{\delta_j} t + C,$$

$$\operatorname{arctg} \left(v \sqrt{\frac{W}{b}} \right) = \sqrt{bW} \left(-\frac{g}{\delta_j} t + C \right),$$

$$v \sqrt{\frac{W}{b}} = \operatorname{tg} \left[\sqrt{bW} \left(-\frac{g}{\delta_j} t + C \right) \right]. \quad (9)$$

Для того, щоб визначити константу C , підставимо у вираз (9) значення змінних t та v , які відповідають початковим умовам інтегрування, а саме $t=0$ та $v(0)=v_0$. Тоді зміна швидкості руху ТЗ залежно від часу при екстремумі гальмуванні буде відбуватися за функцією:

$$v = \sqrt{\frac{b}{W}} \operatorname{tg} \left[\sqrt{bW} \left(-\frac{g}{\delta_j} t + C \right) \right], \quad (10)$$

де $C = \text{const}$, $C = \frac{1}{\sqrt{bW}} \operatorname{arctg} \left(v_0 \sqrt{\frac{W}{b}} \right)$, м/с.

За допомогою рівняння (10) можна визначити швидкість руху ТЗ в залежності від поточного часу з урахуванням геометричних та вагових параметрів ТЗ, дії зовнішніх сил та експлуатаційних коефіцієнтів (рис. 2).

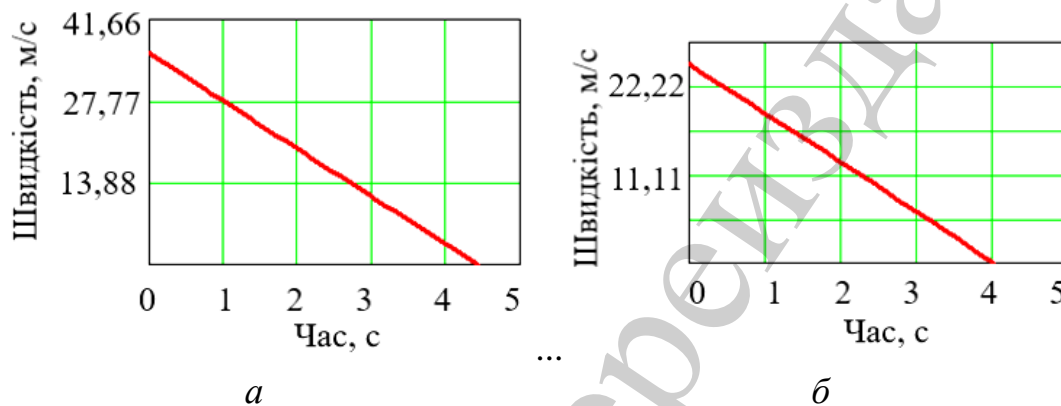


Рис. 2. Результати розрахунку функції швидкості руху транспортних засобів від часу: *a* – Ford Mondeo, $v_0=36$ м/с, $b=(\cos\lambda(\varphi+f)\pm\sin\lambda)=0,85$, $G=2050$ г Н, $F=1,9$ м², $\rho=1,2$ кг/м³, $\delta_j=1,04$, $c_x=0,3$; *б* – Neoplan Tourliner, $v_0=25$ м/с, $b=(\cos\lambda(\varphi+f)\pm\sin\lambda)=0,7$, $G=9000$ г Н, $F=8,23$ м², $\rho=1,2$ кг/м³, $\delta_j=1,04$, $c_x=0,79$

Таким чином, запропонована математична модель дозволяє визначити зміну швидкості руху від часу з урахуванням багатьох інших параметрів – $\{\varphi, f, \lambda, \delta_j, c_x, F_x, G_a\}$.

Для аналізу впливу коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою на швидкість руху ТЗ, запишемо цю залежність у вигляді лінійного рівняння виду:

$$\varphi = \varphi_0 - Av, \quad (11)$$

де φ_0 – коефіцієнт зчеплення коліс на швидкості руху, близької до 0 м/с;
 A – лінійний коефіцієнт нахилу функції, с/м.

Підставивши функцію (11) у вираз (4), отримаємо ускладнену математичну модель виду:

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta_j} \left(\varphi_0 \cos\lambda - Av \cos\lambda + f \cos\lambda \pm \sin\lambda + v^2 W \right), \quad (12)$$

після перетворення якої отримаємо:

$$\frac{dv}{(\varphi_0 \cos \lambda - A v \cos \lambda + f \cos \lambda \pm \sin \lambda + v^2 W)} = -\frac{g}{\delta_j} dt.$$

Рішенням цього диференціального рівняння є невизначений інтеграл виду:

$$\int \frac{dv}{(\varphi_0 \cos \lambda - A v \cos \lambda + f \cos \lambda \pm \sin \lambda + v^2 W)} = -\frac{g}{\delta_j} \int dt \quad (13)$$

Даний інтеграл приводиться до табличної форми інтегралу виду $\int \frac{dx}{(a^2 + x^2)} = \frac{1}{a} \arctg \frac{x}{a} + C$. Після інтегрування отримаємо:

$$\begin{aligned} & \frac{-2\sqrt{2} \arctg \left[\frac{\sqrt{2}(-2vW + A \cos \lambda)}{\sqrt{-A^2 + 8W(f + \varphi_0) \cos \lambda - A^2 \cos(2\lambda) + 8W \sin \lambda}} \right]}{\sqrt{-A^2 + 8W(f + \varphi_0) \cos \lambda - A^2 \cos(2\lambda) + 8W \sin \lambda}} = \\ & = -\frac{g}{\delta_j} t \end{aligned} \quad (14)$$

Для подальшого рішення спростимо вираз (14), зробивши підстановку змінних:

$$\frac{-2\sqrt{2} \arctg \left[\frac{\sqrt{2}(-2vW + A \cos \lambda)}{B} \right]}{B} = -\frac{g}{\delta_j} t \quad (15)$$

$$\text{де } C_2 = \frac{-2\sqrt{2} \arctg \left[\frac{\sqrt{2}(-2v_3 W + A \cos \lambda)}{B} \right]}{B};$$

$$B = \sqrt{-A^2 + 8W(f + \varphi_0) \cos \lambda - A^2 \cos(2\lambda) + 8W \sin \lambda}, \text{ с/м.}$$

Далі з рівняння (15) виразимо v :

$$\arctg \left[\frac{\sqrt{2}(-2vW + A \cos \lambda)}{B} \right] = -\frac{B}{2\sqrt{2}} \left(-\frac{g}{\delta_j} t \right),$$

$$\frac{\sqrt{2}(-2vW + A\cos\lambda)}{B} = -\operatorname{tg}\left(\frac{B}{2\sqrt{2}}\left(-\frac{g}{\delta_j}t + \dots\right)\right),$$

$$-2vW \frac{\sqrt{2}}{B} = -\operatorname{tg}\left[\frac{B}{2\sqrt{2}}\left(-\frac{g}{\delta_j}t + \dots\right)\right] - \frac{\sqrt{2}}{B} \cos\lambda,$$

$$v \in -\frac{B}{2\sqrt{2}W}\left[-\operatorname{tg}\left(\frac{B}{2\sqrt{2}}\left(-\frac{g}{\delta_j}t + \dots\right)\right) - \frac{\sqrt{2}A\cos\lambda}{B}\right],$$

після чого наприкінці отримаємо:

$$v \in \frac{B}{2\sqrt{2}W}\left[\operatorname{tg}\left(\frac{B}{2\sqrt{2}}\left(-\frac{g}{\delta_j}t + \dots\right)\right) + \frac{\sqrt{2}A\cos\lambda}{B}\right]. \quad (16)$$

Запропонована математична модель дозволяє врахувати вплив на швидкість руху ТЗ залежності $\varphi(v)$ для певної марки шин.

Таким чином, на підставі більш точного опису процесу екстреного гальмування ТЗ запропонована математична модель, яка дозволяє врахувати вплив на зміну швидкості руху ТЗ дії опору повітря. А також залежність величини коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою від зміни швидкості руху, що раніше при теоретичній оцінці швидкості руху ТЗ не враховувалось.

Крім того, існуючі математичні моделі з визначення швидкості руху ТЗ, враховують дію зовнішніх сил – опір повітря P_w , опір коченню коліс $P_f = fG_a \cos\lambda$ та опір підйому $P_a = G_a \sin\lambda$ тільки на ділянці гальмування з усталеним сповільненням S_j . Розрахунки показують, що при екстреному гальмуванні ТЗ, складова S_j зупинного шляху S_0 буде змінюватися в залежності від початкової швидкості гальмування. Так при гальмуванні зі швидкості 60 км/год зупинний шлях легкового автомобіля буде складати $S_0 = 51,8$ м, з яких більшу частину зупинного шляху автомобіль буде рухатися без гальмування і тільки $S_j = 20,1$ м автомобіль пройде з усталеним сповільненням.

При швидкості 90 км/год зупинний шлях легкового автомобіля буде дорівнювати 92,8 м, з яких половину шляху автомобіль буде рухатися без гальмування. І лише при початковій швидкості гальмування 120 км/год, коли зупинний шлях автомобіля буде 143,8 м, більшу частину цього шляху автомобіль пройде з усталеним сповільненням і достатньо велику частину – без гальмування. Це означає, що існуючі методи розрахунку швидкості руху ТЗ при екстреному гальмуванні не дозволяють врахувати дію сил опору повітря, опору коченню коліс та опору підйому на 40–60 % довжини зупинного шляху ТЗ.

Тому, для більш точного визначення швидкості руху ТЗ в процесі екстреного гальмування запропонована гіпотеза про необхідність врахування

дії зовнішніх сил опору руху на всій ділянці зупинного шляху ТЗ. Ця гіпотеза має під собою певну основу, що відповідає фізичній сутності руху реального ТЗ.

Запишемо рівняння рівноваги зовнішніх сил та моментів, що діють на ТЗ протягом часу реагування водія на небезпеку і спрацьовування гальм:

$$\frac{G_a j_w}{g} \delta_j - G_a f \cos \lambda - 0,5 c_x \rho F_x v^2 \mp G_a \sin \lambda = 0, \quad (17)$$

де j_w – сповільнення ТЗ під дією зовнішніх сил (до моменту спрацьовування гальм), м/с^2 .

Запишемо математичну модель динаміки руху ТЗ на протязі часу реагування водія на небезпеку і спрацьовування гальм у диференціальному вигляді і з початковими умовами:

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{g}{G_a \delta_j} (G_a f \cos \lambda + 0,5 c_x \rho F_x v^2 \pm G_a \sin \lambda), \quad (18)$$

$$\begin{cases} -\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta_j} \left(f \cos \lambda \pm \sin \lambda + \frac{0,5 c_x \rho F_x v^2}{G_a} \right), \\ v(0) = v_a, \end{cases} \quad (19)$$

де v_a – швидкість руху ТЗ у момент реагування водія на небезпеку, м/с .

Спробуємо вирішити задачу розрахунку швидкості руху ТЗ в процесі екстреного гальмування поетапно. Спочатку водій починає реагувати на небезпеку за деякий час t_1 і далі натискає на педаль гальм, але початок спрацьовування гальм відбувається не миттєво, а з деяким запізнюванням t_2 . За ці інтервали часу t_1 та t_2 автомобіль пройде шлях S_{1+2} , де гальмування буде відбуватися тільки під дією сил опору повітря, опору коченню коліс та опору підйому, якщо такий є. Далі на ділянці S_3 за час t_3 сповільнення ТЗ починає інтенсивно зростати під дією гальмівних сил, а швидкість руху зменшуватися. І на четвертій ділянці протягом часу t_4 відбувається гальмування ТЗ з максимальною ефективністю (з усталеним сповільненням).

Відомими у цій задачі є технічні параметри ТЗ, значення швидкості руху ТЗ перед гальмуванням, тип та стан дорожнього покриття, а також значення інтервалів часу t_1, t_2, t_3 , які беруться за експертними даними. Відповідно, алгоритм вирішення цієї задачі наступний. Потрібно скласти та вирішити математичні моделі зміни швидкості руху ТЗ для кожної ділянки гальмування S_{1+2}, S_3, S_j .

Функцію швидкості на ділянках зупинного шляху подамо у диференціальному вигляді. На ділянці S_{1+2} , отримаємо:

$$\begin{cases} -\frac{dv}{dt} = j_w, \\ v(0) = v_a. \end{cases} \quad (20)$$

Для рішення рівняння (20), виконаємо його інтегрування:

$$\begin{cases} \int dv = -j_w \int dt + C_{1v}, \\ C_{1v} = v(0) = v_a. \end{cases} \quad (21)$$

Після інтегрування табличного інтегралу виду $\int dt = t + C$ одержимо вираз для розрахунку швидкості руху ТЗ на ділянці S_{1+2} :

$$v = v_a - j_w t. \quad (22)$$

Звідси швидкість руху ТЗ у кінці ділянки S_{1+2} (на початку ділянки S_3) складе:

$$v_2 = v_a - j_w (t_1 + t_2). \quad (23)$$

Вираз (23) буде справедливий для припущення, що сповільнення j_w з'являється миттєво у тому випадку, коли співвідношення часу появи сповільнення до часу його дії буде відносно великим. У тому випадку, коли час появи сповільнення j_w буде порівнянний з часом дії цього сповільнення функцію наростання сповільнення можна подати, як лінійну функцію виду:

$$y = j(t) = \frac{j_w}{t_2} t.$$

Якщо у першому наближенні прийняти припущення, що сповільнення j_w зростає пропорційно заданому інтервалу часу, то отримаємо ще одну формулу для розрахунку швидкості руху ТЗ на ділянці S_{1+2} :

$$v_2 = v_a - \frac{j_w t}{2}. \quad (24)$$

Розглянемо процес гальмування ТЗ на ділянці S_3 наростання сповільнення під дією гальмівних сил. Функцію наростання сповільнення j транспортного засобу на цій ділянці гальмування можна подати, як лінійну функцію виду

$y = ax + b$, яка задається координатами $(y_1 = 0, x_1 = 0)$, $(y_2 = j_{yc}, x_2 = t_3)$. Тоді коефіцієнти лінійної функції будуть дорівнювати $a = \frac{j_{уст}}{t_3}$, $b = 0$. Сама ж функція прийме вигляд $y = j(t) = \frac{j_{уст}}{t_3} t$. Диференціальне рівняння зміни швидкості руху ТЗ на ділянці S_3 буде мати вигляд:

$$\begin{cases} -\frac{dv}{dt} = \frac{j_{уст} t}{t_3}, \\ v(0) = v_2, \end{cases} \quad (25)$$

рішенням якого є інтеграл:

$$\begin{cases} \int dv = -\frac{j_{уст}}{t_3} \int t dt + C_{3v}, \\ C_{3v} = v(0) = v_2. \end{cases} \quad (26)$$

Після інтегрування одержимо вираз для розрахунку швидкості руху ТЗ на ділянці S_3 зупинного шляху:

$$v = v_2 - \frac{j_{уст} t^2}{2t_3}. \quad (27)$$

Звідси швидкість ТЗ наприкінці ділянці S_3 буде дорівнювати:

$$v_0 = v_2 - \frac{j_{уст} t_3}{2}. \quad (28)$$

Якщо на ділянці S_j потрібно врахувати вплив на процес гальмування ТЗ інших факторів, ніж дію зовнішніх сил, наприклад, зміну величини коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою від швидкості руху, то можна виразити ефективність гальмування через усталене сповільнення:

$$\begin{cases} -\frac{dv}{dt} = j_{уст}, \\ v(0) = v_0 = v_2 - \frac{j_{уст} t_3}{2}, \end{cases} \quad (29)$$

$$\begin{cases} \int dv = -j_{\text{уст}} \int dt + C_{4v}, \\ v(0) = v_0 = v_2 - \frac{j_{\text{уст}} t_3}{2} = C_{4v}. \end{cases} \quad (30)$$

Після інтегрування одержимо вираження для розрахунку швидкості руху автомобіля у будь-який момент часу t на ділянці S_j зупинного шляху:

$$v = v_{2\text{уст}} - \frac{j_{\text{уст}} t_3}{2} - j_w (t + t_1) = v_a - j_w (t + t_1) - \frac{j_{\text{уст}} t_3}{2} - j_w t. \quad (31)$$

На підставі отриманих розрахункових формул можна записати вираження для розрахунку початкової швидкості руху ТЗ, обладнаного АБС, при екстреному гальмуванні:

$$v_a = j_w (t_1 + t_{21}) + \frac{j_{\text{уст}} t_3}{2} + j_w t = j_w (t + t_1) + j_w \left(\frac{t_3}{2} + t \right). \quad (32)$$

Аналіз розробленої математичної моделі показує, що при врахуванні впливу на ТЗ зовнішніх сил опору руху на всій довжині зупинного шляху, швидкість руху ТЗ від часу буде змінюватися більш інтенсивніше. Це буде впливати на скорочення зупинного шляху ТЗ у порівнянні з розрахунками, які виконані за відомими методиками (рис. 3).

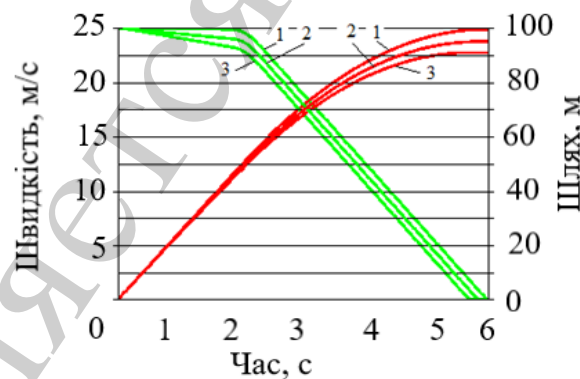


Рис. 3. Вплив розрахунку зміни швидкості руху автомобіля на довжину зупинного шляху: 1 – за існуючим експертним методом; 2 – за розробленим методом; 3 – за розробленим методом на підйомі з ухилом 6 %

Різниця у визначенні швидкості руху ТЗ при екстреному гальмуванні в залежності від обраного методу розрахунку буде складати 4–8 %. Слід зазначити, що у реальних умовах гальмівних випробувань швидкість руху ТЗ буде змінюватися ще інтенсивніше (тобто знаходитися нижче кривої 3). Це можна пояснити тим, що ТЗ, які обладнані АБС, мають більш високу гальмівну ефективність.

7. SWOT-аналіз результатів дослідження

Strengths. За результатами роботи розроблена математична модель з визначення швидкості руху автомобіля, який обладнаний АБС. Запропонована математична модель більш точно відображує реальний процес екстреного гальмування і зміну швидкості руху автомобіля, що забезпечує зниження похибки розрахунку у порівнянні з існуючими розрахунковими методами.

Weaknesses. Процес розрахунку за запропонованою математичною моделлю потребує більше вихідних даних, ніж звичайний експертний розрахунок. Для отримання цих даних потрібні додаткові джерела об'єктивної інформації, наприклад, записи з відеореєстраторів. Це збільшує затрати на проведення ретельного дослідження.

Opportunities. Наступним кроком можливе застосування розробленої математичної моделі у комп'ютерному моделюванні реконструкції ДТП для покращення об'єктивності висновків експертних досліджень.

Threats. На даний час для реконструкції ДТП відсутні чіткі рекомендації з визначення швидкості руху автомобіля, обладнаного АБС. Це приводить до можливості різної оцінки швидкості руху одного й того ж автомобіля в процесі реконструкції ДТП різними фахівцями. Це може по-різному впливати на висновки експертизи в цілому і давати необ'єктивну картину обставин та розвитку механізму ДТП.

8. Висновки

1. Розроблена математична модель з визначення швидкості руху автомобіля в процесі екстреного гальмування. Модель дозволяє врахувати вплив дії зовнішніх сил опору руху в усталеній фазі гальмування, а також під час реакції водія та час спрацьовування гальм. Аналіз математичної моделі показує, що за ці інтервали часу на автомобіль буде діяти певне сповільнення, яке буде залежати від швидкості руху та завантаження автомобіля. Дія сили опору підйому здатна значно збільшувати сповільнення. Все це суттєво впливає на розрахунок швидкості руху автомобіля під час дослідження ДТП.

2. Аналіз розробленої математичної моделі показує, що при врахуванні впливу на ТЗ зовнішніх сил опору руху на всій довжині зупинного шляху, швидкість руху ТЗ від часу буде змінюватися більш інтенсивніше. Запропонована математична модель забезпечує зниження похибки розрахунку швидкості руху автомобіля під час екстреного гальмування на 4–8 % у порівнянні з існуючим експертним методом.

Література

1. Egereva O. A., Leontev L. V. Osobennosti osmotra mesta proisshestviya pri rassledovanii DTP // Sibirskie ugovovno-protsessual'nye i kriminalisticheskie chteniya. 2014. Vol. 1 (5). P. 205–213.
2. Vitkovskiy S. L. Otsenka tormoznogo puti avtomobilya s antiblokirovochnoy sistemoy pri dorozhnykh ispytaniyakh // Sovremennye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie. 2016. Vol. 1 (49). P. 179–183.

3. Kovalev V. A., Demchenko I. I. Opredelenie skorosti pri stolknoveniyakh avtomobil'nykh sredstv // Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2014. Vol. 4 (87). P. 115–118.
4. Pacejka H. B. Tyre and vehicle dynamics. Oxford: Butterworth–Heinemann, 2005. 621 p.
5. Storozhkov N. M. Neopredelennost' issledovaniya skorostey dvizheniya transportnykh sredstv v sudebnoy avtotekhnicheskoy ekspertize // Vestnik Kyrgyzsko-Rossiyskogo slavyanskogo universiteta. 2014. Vol. 14 (12). P. 178–181.
6. Opredelenie skorosti avtomobilya pri naезде ili stolknovenii transportnykh sredstv / Kovalev V. A. et al. // Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2015. Vol. 6 (101). P. 125–128.
7. Kapskiy D. V., Navoy D. V. Razvitie avtomatizirovannoy sistemy upravleniya dorozhnym dvizheniem Minska kak chasti intellektual'noy transportnoy sistemy goroda // Nauka i tekhnika. 2017. Vol. 1. P. 38–48.
8. Zastosuvannia intelektualnoi informatsiinoi sistemy monitorynhu i prohnozuvannia parametriv tekhnichnoho stanu pry doslidzhenni obstavyn dorozhno-transportnykh pryhod / Volkov V. P. et al. // Zbirnyk naukovykh prats Derzhavnoho ekonomiko-tekhnolohichnoho universytetu transportu. Seriya «Transportni systemy i tekhnolohii». 2017. Vol. 30. P. 73–83.
9. Daneev A. V., Nesmeyanov A. A. Analiz programmnykh sredstv komp'yuternogo modelirovaniya, ispol'zuemykh pri provedenii avtotekhnicheskikh ekspertiz // Informatsionnye tekhnologii i problemy matematicheskogo modelirovaniya slozhnykh sistem. 2012. Vol. 10. P. 33–39.
10. Saraiev O. V., Danez S. V. Vykorystannia prykladnykh kompiuternykh prohram pry doslidzhenni dorozhno-transportnoi pryhody // Naukovi notatky. 2014. Vol. 45. P. 492–499.
11. CYBID spółka z ograniczoną odpowiedzialnością sp.k. (wcześniej CYBORG IDEA s.c.). URL: <http://www.cybid.com.pl> (Last accessed: 20.12.2017).
12. Grishkevich A. I. Avtomobili: Teoriya. Minsk: Vysshaya shkola, 1986. 208 p.